

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Dvoustupňová převodovka s řazením

Two-speed Shifting Gearbox

Student:

Bc. Jakub Kotzot

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

Ostrava 2015

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jakub Kotzot**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**
Specializace: **40 Konstrukce strojních dílů a skupin**
Téma: **Dvoustupňová převodovka s řazením**
Two-speed Shifting Gearbox

Zásady pro vypracování:

Proveďte konstrukční návrh dvoustupňové, ozubenou spojkou mechanicky řaditelné převodovky s čelními ozubenými koly pohonu pásového dopravníku, s asynchronním motorem výkonu 130 [kW] a otáčkami 710 [ot/min]. Převodová skříně je svařovaná. Potřebné převodové poměry jsou 1,7 [-] a 2,2 [-]. Nakreslete sestavný výkres a dílenské výkresy skříně.

Seznam doporučené odborné literatury:

BOLEK, A., KOCHMAN, J. a kol. *Části strojů I*. Praha: SNTL, 1989. 776s. ISBN 80-03-0046-7.
MORAVEC, V., HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 72 s. ISBN 978-80-248-0878-9.
POLÁK, J., BAILOTTI, K., PAVLISKA, J., HRABOVSKÝ, L. *Dopravní a manipulační zařízení II*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2005. 106 s. ISBN 80-248-0493-X.
SHIGLEY, J. E., MISCHKE CH., R., BUDYNAS R., G. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTUM, 2010. 1186 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
Potřebné normy

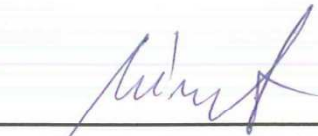
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015



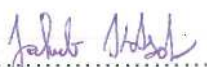

prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě18.05.2015.....

..........
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě18.05.2015.....

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Jakub Kotzot

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Olomoucká 371, 783 91 Uničov

Anotace diplomové práce

KOTZOT, J. *Dvoustupňová převodovka s řazením, diplomová práce*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2015, 57 s. Vedoucí práce: Doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

Práce se zabývá dvoustupňovou převodovkou s řazením sloužící k pohonu pásového dopravníku. Řazení mezi dvěma stupni probíhá ručně v klidovém stavu. Spojka využívá evolventního drážkování. Ozubená kola jsou navržena s čelním ozubením se šikmými zuby a jsou mazána broděním v oleji. Byly provedeny návrhové a kontrolní výpočty jednotlivých součástí (ozubená kola, hřídele, pera, ložiska, drážkování) převodovky. Navržená převodová skříň je svařovaná. Výkresová dokumentace obsahuje sestavný výkres převodovky a dílenské výkresy skříně.

Annotation of Master Thesis

KOTZOT, J. *Two-Speed Shifting Gearbox: Master Thesis*. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2015, 57 p. Thesis head: Doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

This thesis deals with the two-speed gearbox with gear shifting for propulsion of the conveyor belt. Shifting between two speeds is carried out manually at a standstill. The clutch utilizes involute splines. The gears are designed with helical toothing, and are lubricated with the oil bath method. They were performed design and check calculations of individual components of the gearbox (gears, shafts, tongues, bearings, grooving. Designed gearbox is welded. Drawing documentation contains an assembly drawing of the gearbox, and shop drawings of the gear case.

Obsah

1	Úvod	8
1.1	Cíl práce	8
2	Převodovky s ozubenými koly	9
2.1	Popis	9
2.2	Výhody a nevýhody	9
2.3	Rozdělení	10
2.3.1	Počet soukolí	10
2.3.2	Provedení	10
2.3.3	Přenos energie	11
2.3.4	Typ převodu	11
3	Ozubené soukolí	12
3.1	Rozdělení	12
3.2	Čelní soukolí s šikmými zuby	13
4	Ložiska	15
4.1	Soudečková ložiska	15
4.2	Válečková ložiska	15
5	Návrh ručního řazení	16
6	Návrh převodové skříně	18
7	Návrh mazání	19
8	Výpočty	20
8.1	Krouticí moment na vstupní hřídeli	20
8.2	Výkon na výstupní hřídeli	20
8.3	Otáčky na výstupním hřídeli	21
8.4	Krouticí moment na výstupním hřídeli	21
8.5	Počet zubů na ozubených kolech	21
8.6	Materiál ozubených kol	22
8.7	Výpočet převodu 1-2	22
8.8	Výpočet převodu 3-4	27
8.9	Výpočet návrhových průměrů hřídelí	31
8.9.1	Vstupní hřídel	31
8.9.2	Výstupní hřídel	31
8.10	Síly v záběru čelního soukolí s šikmými zuby	32
8.10.1	Převod 1-2	32
8.10.2	Převod 3-4	33
8.11	Reakce v ložiskách	34
8.11.1	Vstupní hřídel – převod 1-2	34
8.11.2	Výstupní hřídel – převod 1-2	35

8.11.3	Vstupní hřídel – převod 3-4	37
8.11.4	Výstupní hřídel – převod 3-4	38
8.12	Kontrola průměrů hřídelí.....	40
8.12.1	Vstupní hřídel – převod 1-2	40
8.12.2	Vstupní hřídel – převod 3-4	42
8.12.3	Výstupní hřídel – převod 1-2	44
8.12.4	Výstupní hřídel – převod 3-4	46
8.12.5	Vstupní hřídel – konec hřídele.....	48
8.12.6	Výstupní hřídel – konec hřídele	48
8.13	Hřídelová pera	49
8.13.1	Výpočet délky pera na vstupní hřídeli v místě připojení	49
8.13.2	Výpočet délky pera na výstupní hřídeli v místě připojení	49
8.13.3	Výpočet délky pera na vstupní hřídeli pod ozubenými koly.....	49
8.14	Ložiska.....	50
8.14.1	Vstupní hřídel.....	50
8.14.2	Výstupní hřídel	50
8.14.3	Výstupní hřídel – ložiska pod ozubenými koly	51
8.15	Evolventní drážkování	52
8.15.1	Hřídel – řadicí kroužek	52
8.15.2	Řadicí kroužek – ozubené kolo	53
9	Závěr	54
10	Použité obrázky.....	55
11	Použitá literatura	56
12	Přílohy.....	58

Použité označení

d	[mm]	poloměr roztečné kružnice
d_a	[mm]	poloměr hlavové kružnice
d_f	[mm]	poloměr patní kružnice
m_t	[mm]	modul čelní
m_n	[mm]	modul normální
i	[-]	převod
h	[mm]	výška zubu
h_a	[mm]	výška hlavy zubu
h_f	[mm]	výška paty zubu
M_k	[Nm]	krouticí moment
M_o	[Nm]	ohybový moment
n	[min ⁻¹]	otáčky
η	[%]	účinnost
p	[mm]	rozteč
P_M	[W]	vstupní výkon
P_V	[W]	výstupní výkon
z	[-]	počet zubů
C	[N]	základní dynamická únosnost valivého ložiska
F	[N]	síla
X	[-]	součinitel radiálního zatížení ložiska
Y	[-]	součinitel axiálního zatížení ložiska
σ	[MPa]	normální napětí
τ	[MPa]	smykové napětí

1 Úvod

V diplomové práci se zabývám dvoustupňovou převodovkou s řazením, která slouží k pohonu pásového dopravníku. Řazení mezi stupni bude probíhat ručně mechanicky na ozubené spojce. Pohon zajišťuje asynchronní motor o výkonu 130 [kW] se vstupními otáčkami 710 [ot.min⁻¹]. První stupeň převodu má poměr 1,7 [-] a druhý stupeň poměr 2,2 [-]. Převody budou zajištěny čelními ozubenými koly. Soukolí bude uloženo v převodové skříni, která bude svařovaná.

1.1 Cíl práce

Cílem této diplomové práce bude:

- navrhnout ozubené soukolí, způsob ručního řazení a převodovou skříň
- provést výpočty vybraných součástí a prvků
- zpracovat výkresovou dokumentaci v rozsahu výkresu sestavení a dílenských výkresů vybraných dílů

2.3 Rozdělení

Rozdělovat jde na základě mnoha kritérií. Nejběžnějším rozdělením je podle kinetiky pohybu, potom podle provedení, počtu stupňů, typu převodu atd.

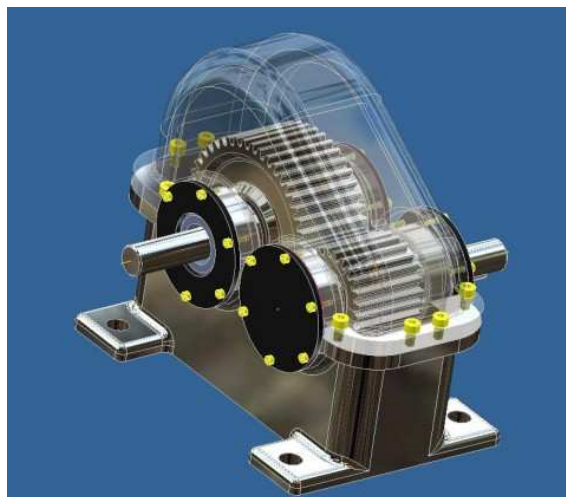
2.3.1 Počet soukolí

- Jednostupňové

Obsahuje jeden pár spoluzabírajících ozubených kol. Má konstantní převod.

- Vícestupňové

Obsahují více než jedno ozubené soukolí. Převodový poměr bývá stálý nebo proměnný.



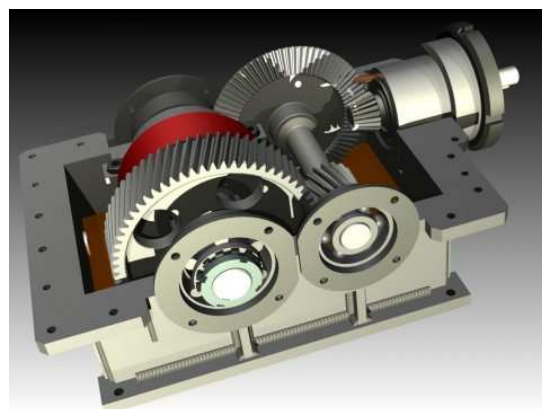
Obr. 2 Model jednostupňové převodovky [12]

2.3.2 Provedení

- Čelní soukolí s přímými, šikmými a šípovými zuby
Osy vstupních, výstupních a předlohových hřídelí jsou rovnoběžné.

- Šnekový převod
Vstupní a výstupní hřídele jsou mimoběžné.

- Kuželové soukolí
Vstupní a výstupní hřídele jsou různoběžné, nejčastěji na sebe kolmé.



Obr. 3 Kuželočelní převodovka [13]

2.3.3 Přenos energie

- Jednosměrné
Je pevně určen vstupní a výstupní hřídel.
- Obousměrné
Lze zaměnit vstupní a výstupní hřídel.

2.3.4 Typ převodu

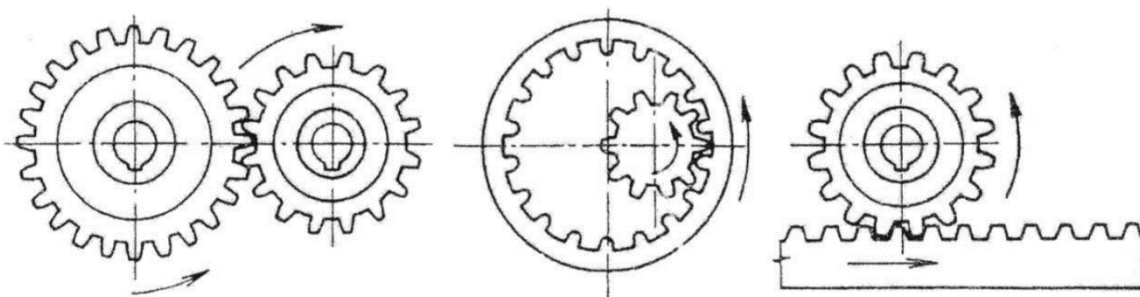
- Konstantní
Převodový poměr je pevně daný. Jsou to převodovky s ozubeným soukolím.
- Proměnný
Jsou to vícestupňové převodovky, které umožňují změnu převodového poměru mezi vstupní a výstupní hřídelí změnou vnitřního převodového poměru.
 - Plynulý
Změna je plynulá, používá se na např. u rozběhu strojů. Neumožňuje ale přenos velkých výkonů, protože tento způsob není realizován ozubenými koly, ale prostředním řemenu. Používá se označení variátor.
 - Stupňovitý
Změna je prováděna v předem stanových převodových stupních. Toto řešení bývá nejběžněji používané.

3 Ozubené soukolí

Přenáší otáčivý pohyb a mechanickou energii z jedné hřídele na druhou hřídel. Používá se u stálého převodu a krátké osové vzdálenosti hřídelí.

3.1 Rozdělení

Jde rozdělit podle více kritérií, ale mezi hlavní patří podle polohy os, průběhu zubů, geometrie a dalších.

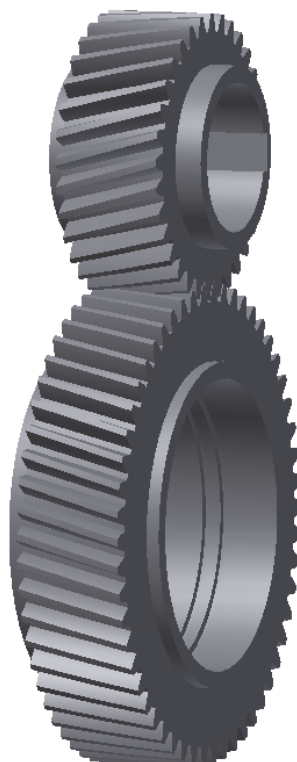


Obr. 4 Rozdělení soukolí na vnitřní, vnější a ozub. hřeben [14]

- Podle čelní profilové křivky zubů
 - Evolventní
 - Cykloidní
- Podle tvaru boční čáry kola se zuby
 - Přímé zuby
 - Šikmé zuby
 - Šípové zuby
 - Šroubové zuby
 - Zakřivené zuby
- Podle polohy os
 - Rovnoběžné
 - Různoběžné
 - Mimoběžné

U ozubeného soukolí jsem zvolil šikmé zuby, tak se jimi budu věnovat více v této kapitole.

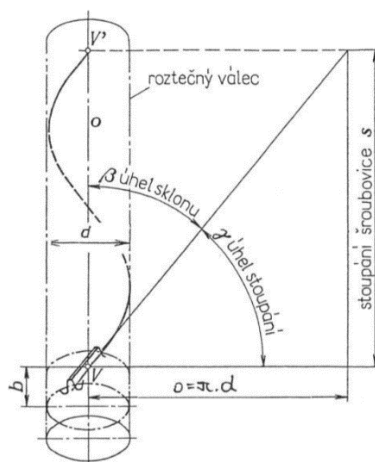
3.2 Čelní soukolí s šikmými zuby



Obr. 5 Čelní soukolí s šikmými zuby

Mezi hlavní výhody šikmých zubů se řadí to, že v záběru je větší počet zubů, na které se rozkládá přenášené zatížení. Dochází k rovnoměrnějšímu zatížení zubů, jsou menší dynamické síly. Vstup a výstup zubových dvojic do a ze záběru je plynulejší a tišší. Podřezání zubů nastává až při menším počtu zubů.

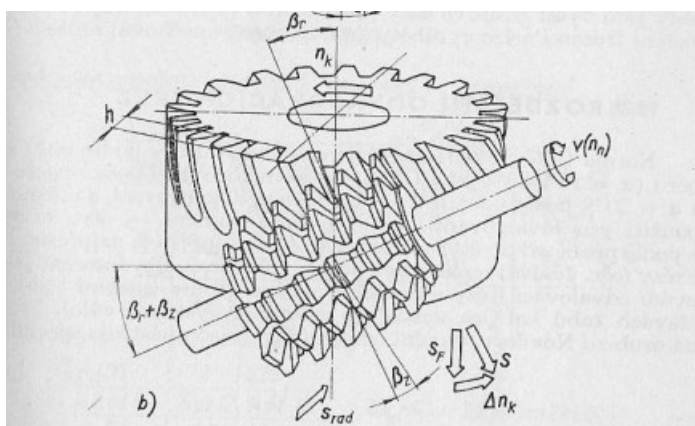
Nevýhodou je pak vznik axiálních sil na ozubení.



Obr. 6 Geometrie bočních ploch [14]

Plochu boku zubu tvoří přímková evolventní šroubová plocha. Ve skutečnosti jde o kolo se šroubovitými zuby. Dvě spoluzabírající kola mají opačný smysl stoupání šroubovice, ale stejný úhel sklonu zubů.

Výroba probíhá odvalovací frézou. Jedná se o nejčastější a nejpřesnější způsob výroby. Evolventa boku zubů vzniká odvalováním boků zubů frézy. Profil odpovídá základnímu profilu ozubení. Nástroj má daný modul a dokáže vyrobit kola s různými počty zubů.



Obr. 7 Frézování šikmých zubů [15]

4 Ložiska

Zajišťují vzájemnou polohu otáčejících se a pevných součástí a přenášejí zatížení hřídele na další části stroje. Mezi pohybujícími se plochami hřídele a ložiska vzniká tření. Podle toho dělíme ložiska kluzná a valivá.

Já jsem u převodovky použil soudečková a válečková ložiska, což jsou valivá ložiska. Výhodou valivých ložisek jsou malé součinitele tření, vysoká účinnost, nepatrné opotřebení, velká spolehlivost, jednoduchá údržba a montáž, snadno se vymění.

4.1 Soudečková ložiska



Obr. 8 Soudečkové ložisko [16]

Mají dvě řady soudečků se společnou kulovou dráhou pro vnější kroužek. Vnitřní kroužek má valivá tělesa a je naklopitelný kolem středu ložiska, to je důležité při nesouosostech v uložení a při průhybu málo tuhých hřídelů.

4.2 Válečková ložiska



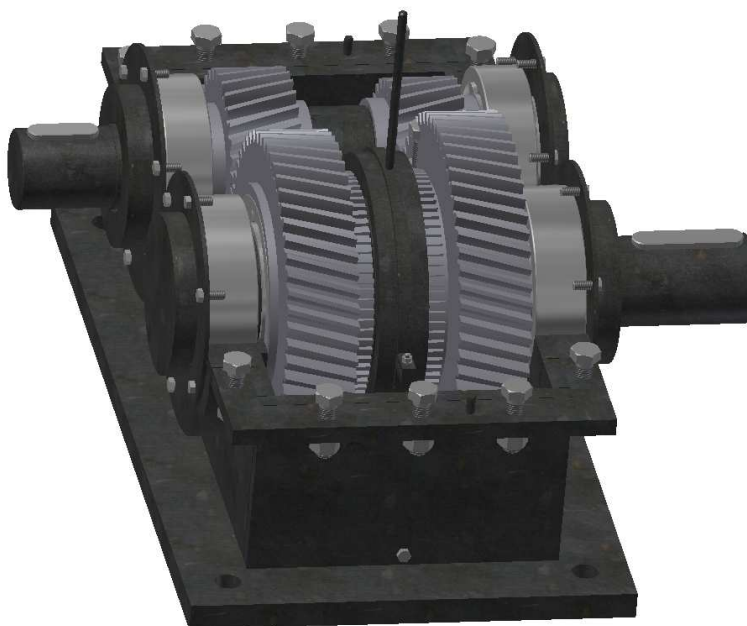
Obr. 9 Válečkové ložisko [17]

Zvolil jsem typ NJ, který může v jednom směru přenášet také axiální sílu.

5 Návrh ručního řazení

Navrhuji ruční řazení mezi převodovými stupni v klidovém stavu spojkou s evolventním drážkováním.

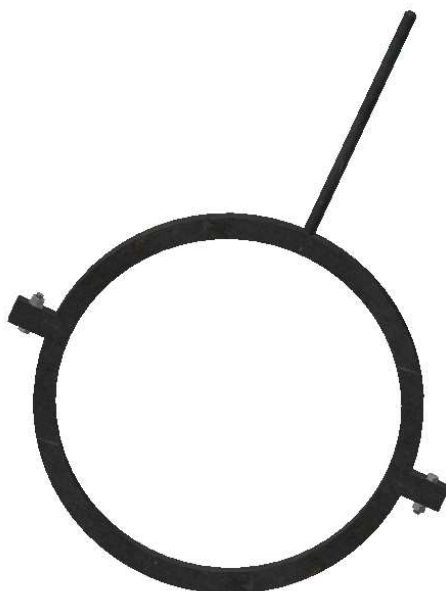
Pákou se posune objímka jednoho převodového poměru na druhý. Je možné vyřadit obě ozubená soukolí a zařadit tzv. „neutrál“.



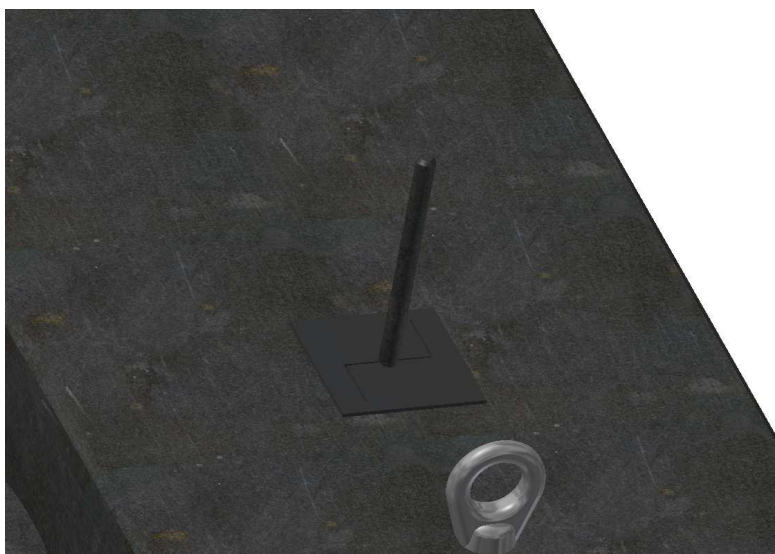
Obr. 10 Řazení v poloze „neutrál“



Obr. 11 Zařazen převod 1-2 nebo 3-4



Obr. 12 Objímka ovládající spojku



Obr. 13 Řadicí páka a vymezení pohybu

Páka spojky vystupuje ven z převodové skříně v horní části, kde je drážka vymezující pohyb spojky a možnost aretace zařazeného převodu. Drážka je překryta pryžovým těsněním, které je rozříznuto v místech pohybu páky a slouží jako těsnění před nečistotami, aby se dostaly dovnitř převodovky.

6 Návrh převodové skříňe

Skříň jsem dle zadání navrhnul svařovanou, protože se jedná o kusovou výrobu, kde by odlévaná skříň byla drahá na výrobu. Zvolil jsem materiál ocel 15 124, která se může svařovat běžnými postupy.



Obr. 14 Převodová skříň

Skříň se skládá ze dvou částí, které jsou k sobě smontovány šrouby M20x70 a zajištěny maticí s podložkou. Po jejím otevření jde celý převodový mechanismus vyjmout a rozdělat. Pro zajištění souososti při sestavení jsou použity kolíky.

Podstava skříňe umožňuje její přišroubování čtyřmi šrouby k podlaze. Jelikož celá převodovka má velkou hmotnost, tak pro snazší manipulace v horní části umístěna oka pro zaháknutí na jeřáb.

Na vstupu a výstupu hřídele ze skříňe jsou umístěna těsnící gufera, aby nedošlo k úniku maziva ze skříňe. Skříň v nejnižším místě má vypouštěcí šroub.

7 Návrh mazání

Mazat je nutné z důvodu tření v ozubených soukolích a ložiscích. Pokud by se nemazalo, hrozilo by zadření a nenávratné zničení ozubení. Mazáním se současně zabezpečuje chlazení převodů. Při dokonalém mazání jsou zuby odděleny tenkou souvislou vrstvou oleje.

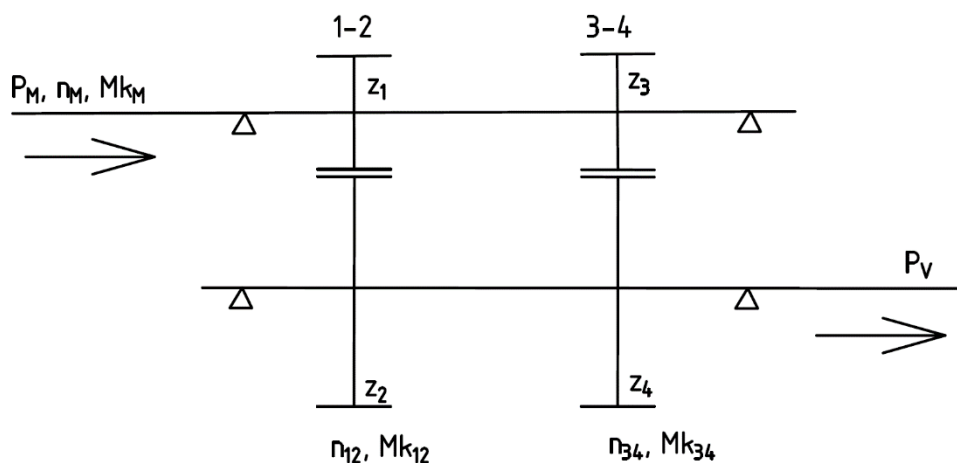
Způsoby mazání

- Potření plastickým mazivem, olejem – nedostatečné mazání, vhodné pro občasný provoz.
- Broděním olejem – nejčastější způsob, kdy kola jsou částečně ponořena do lázně a při otáčení nabírají olej a roznáší – rozstříkují olej na hřídele, ložiska a stykové plochy ozubení.
- Oběžné mazání – nucené, olej je rozváděn k jednotlivým mazaným místům.

Volím nejvhodnější způsob mazání – brodění. Skříň je naplněna olejem tak, aby byla ponořena ozubení kol a mazivo se dostalo i k ložiskám. K naplnění je potřeba 3 litry oleje.

8 Výpočty

Výpočtová část diplomové práce se zabývá návrhem ozubených kol, hřídelí, ložisek, per, evolventním drážkováním.



Obr. 15 Schéma převodovky

Vstupní hodnoty:

$$P_M = 130 \text{ [kW]}$$

$$n_M = 710 \text{ min}^{-1}$$

8.1 Krouticí moment na vstupní hřídeli

$$Mk_M = \frac{P_M}{2 \cdot \pi \cdot n_M} = \frac{130 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 710} = 1\,748,5 \text{ Nm}$$

8.2 Výkon na výstupní hřídeli

Na účinnost převodovky mají vliv ozubená kola, ložiska a mazání broděním.

Účinnost ozubených kol: $\eta_{OK} = 0,98$

Účinnost ložisek: $\eta_L = 0,99$

Účinnost brodění: $\eta_{BR} = 0,96$

$$P_V = P_M \cdot \eta_{OK} \cdot \eta_{OL}^2 \cdot \eta_{BR} = 130 \cdot 10^3 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2 \cdot 0,96 = 119\,870 \text{ kW}$$

8.3 Otáčky na výstupním hřídeli

Převod 1-2

$$n_{12} = \frac{n_M}{i_{12}} = \frac{710}{1,7} = 417,6 \text{ min}^{-1}$$

Převod 3-4

$$n_{34} = \frac{n_M}{i_{34}} = \frac{710}{2,2} = 322,7 \text{ min}^{-1}$$

8.4 Krouticí moment na výstupním hřídeli

Převod 1-2

$$Mk_{12} = \frac{P_V}{2 \cdot \pi \cdot n_{12}} = \frac{119\,870 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 417,6} = 2\,741,1 \text{ Nm}$$

Převod 3-4

$$Mk_{22} = \frac{P_V}{2 \cdot \pi \cdot n_{22}} = \frac{119\,870 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 322,7} = 3\,547,2 \text{ Nm}$$

8.5 Počet zubů na ozubených kolech

Převod 1-2

Volím $z_1 = 32$

$$i_{1,2} = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_2 = i_{1,2} \cdot z_1 = 1,7 \cdot 32 = 55$$

Převod 3-4

Volím $z_3 = 27$

$$i_{1,3} = \frac{z_4}{z_3} \Rightarrow z_4 = i_{1,3} \cdot z_3 = 2,2 \cdot 27 = 60$$

8.6 Materiál ozubených kol

Zvolil jsem materiál ocel 14 220 z důvodu velkých přenášených sil a krouticích momentů ozubenými koly.

Jedná se o konstrukční manganovo-chromovou ocel k cementování. Je dobře tvárná za tepla, po žíhání naměkko a za studena. Dobře se obrábí a svařuje. Je vhodná pro ozubená kola.

Pevnost v tahu $R_m = 785 \text{ MPa}$

Mez kluzu $R_e = 590 \text{ MPa}$

8.7 Výpočet převodu 1-2

Vstupní hodnoty:

$$i_{12} = 1,7$$

$$z_1 = 32$$

$$z_2 = 55$$

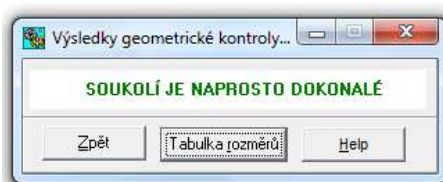
Výpočty rozměrů ozubených kol obou převodových poměrů jsem počítal na speciálním softwaru prof. Němčeka z Katedry částí a mechanismy strojů VŠB-TU Ostrava.

První jsem provedl návrh normálního modulu v programu Modul. Zvolil jsem typ ozubení – *čelní*. Počet zubů z_1 a z_2 jsem vložil z předchozího výpočtu. Úhel sklonu zubů β jsem volil v rozmezí $(7\div30) [^\circ]$. Zapsal jsem krouticí moment na pastorku $M_{kM} = T_1$. Poměrná šířka ψ_m se volí z rozmezí $(10\div25) [-]$. Velikost součinitele nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce $K_{H\beta}$ se zvolila schématem.

Výpočet geometrie soukolí

Upravení rozměrů korekcemi na vyrovnání měrných skluzů

Obr. 19 Výpočet korekcí na vyrovnání měrných skluzů

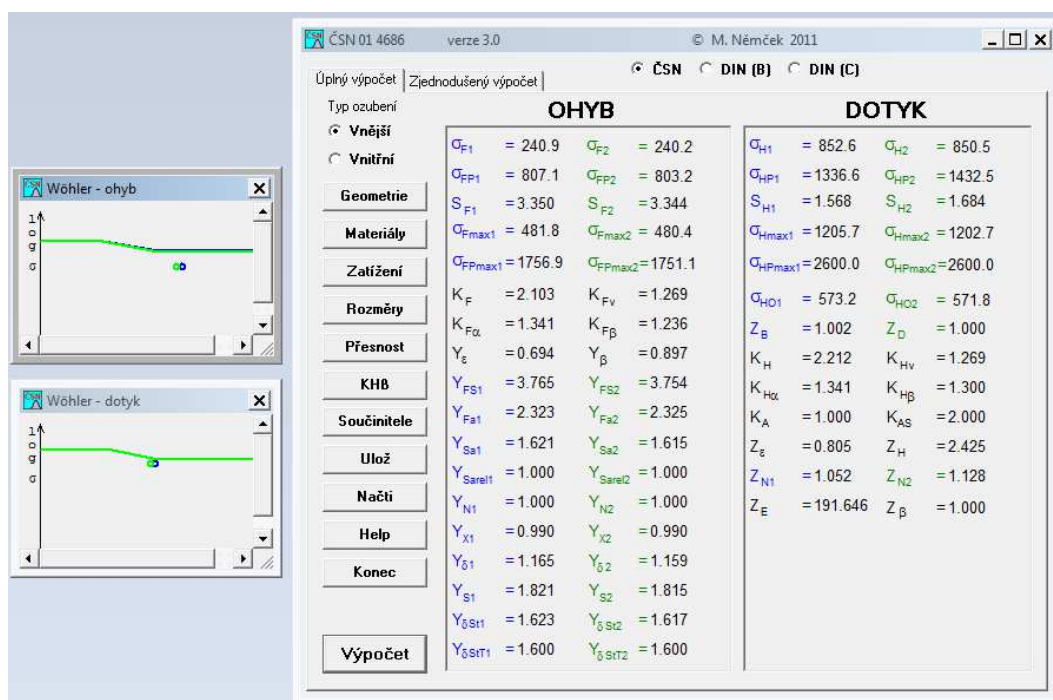


Obr. 20 Výsledek výpočtu

Zjednodušenou pevnostní kontrolu ozubení podle ČSN 01 4686 jsem provedl pomocí programu CSNw.

Výsledky pevnostního výpočtu. Ozubení pastorku a kola vyhovuje pevnostní kontrole, když je současně splněno 8 pevnostních podmínek – 1) až 4) únavového namáhání v dotyku a ohybu a 5) až 8) jednorázového (statického) přetížení zubů v dotyku a ohybu:

- 1) $S_{H1} > 1,2 [-]$
- 2) $S_{H2} > 1,2 [-]$
- 3) $S_{F1} > 1,4 [-]$
- 4) $S_{F1} > 1,4 [-]$
- 5) $\sigma_{Hmax1} \leq \sigma_{HPmax1}$
- 6) $\sigma_{Hmax2} \leq \sigma_{HPmax2}$
- 7) $\sigma_{Fmax1} \leq \sigma_{FPmax1}$
- 8) $\sigma_{Fmax2} \leq \sigma_{FPmax2}$



Obr. 21 Výsledky pevnostního výpočtu

Kompletní přehled všech potřebných rozměrů ozubení pro jeho výrobu jsou na následující stránce v Tab. 1:

		<i>Rozměr</i>	<i>PASTOREK</i>		<i>KOLO</i>
Typ ozubení			Vnější		Vnější
Normální boční vůle	j_n	[mm]		0.0000	
Počet zubů	z	[-]	32		55
Počet zubů náhradního kola	z_n	[-]	35.212		60.520
Normální modul	m_n	[mm]		6.000	
Čelní modul	m_t	[mm]		6.212	
Úhel sklonu zubu roztečný	β	[°]		15.00000	
Úhel sklonu zubu základní	β_b	[°]		14.07610	
Úhel záběru čelní	α_t	[°]		20.64690	
Úhel záběru provozní	α_{wt}	[°]		20.64291	
Osová vzdálenost provozní	a	[mm]		270.20000	
Osová vzdálenost roztečná	a_d	[mm]		270.20708	
Osová vzdálenost bezvůlová	a_{jn}	[mm]		270.20000	
Jednotková korekce bezvůlová	x_{jn}	[-]	0.12820	$\Sigma = -0.00118$	-0.12938
Jednotková korekce	x	[-]	0.12820	$\Sigma = -0.00118$	-0.12938
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	0.76922		-0.77630
Jednotková změna výšky hlavy	k^*	[-]		0	
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	185.31146		325.08854
základní kružnice	d_b	[mm]	186.00608		319.69795
kr.začátku evolventy	d_{ff}	[mm]	190.34734		330.05435
kružnice začátku záběru	d_{Hf}	[mm]	190.96003		331.63508
valivé kružnice	d_w	[mm]	198.76782		341.63218
roztečné kružnice	d	[mm]	198.77303		341.64114
kružnice konce záběru	d_{Ha}	[mm]	212.30000		352.00000
kružnice srážecí hrany	d_{Fa}	[mm]	---		---
hlavové kružnice	d_a	[mm]	212.30000		352.00000
Tvarový přesah	c_F	[mm]	0.30635		0.79036
tloušťka zubu na patní kružnici	s_f	[mm]	---		12.99485
základní kružnici	s_b	[mm]	12.35111		13.42755
začátku evolventy	s_{ff}	[mm]	12.00836		12.10424
valivé kružnici	s_w	[mm]	9.98638		8.86272
roztečné kružnici	s	[mm]	9.98472		8.85968
začátku sražení	s_{Fa}	[mm]	---		---
hlavové kružnici	s_a	[mm]	4.33875		4.85517
Výška paty	h_f	[mm]	6.73078		8.27630
hlavy	h_a	[mm]	6.76349		5.17943
zubu	h	[mm]	13.49427		13.45573
Společná šířka kol	b	[mm]		80.000	
Délka evolventy	ev	[mm]	11.88023		11.70490
Délka funkční evolventy	ev	[mm]	11.56623		10.88698
Měrný skluz na patě		[-]	-0.98318		-0.99479
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.49869		0.49576
Poměr b/d	Ψ_d	[-]	0.402		0.234
Poměr b/ m_n	Ψ_m	[-]		13.333	
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]		1.61884	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]		1.09846	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]		2.71730	
Délka dotyku 1 páru zubů	L_{pmax}	[mm]		82.47647	
Celková délka dotyku minim.	L_{zmin}	[mm]		128.94108	
Celková délka dotyku maxim.	L_{zmax}	[mm]		136.33397	
Čelní rozteč	p_t	[mm]		19.51450	
Čelní rozteč základní	p_{tb}	[mm]		18.26110	

Tab. 1 Vypočítané geometrické a záběrové parametry ozubeného soukolí

8.8 Výpočet převodu 3-4

Vstupní hodnoty:

$$l_{34} = 2,2$$

$$z_3 = 27$$

$$z_4 = 60$$

Výpočty rozměrů ozubených kol obou převodových poměrů jsem počítal na speciálním softwaru prof. Němčeka z Katedry částí a mechanismy strojů VŠB-TU Ostrava.

První jsem provedl návrh normálního modulu v programu Modul. Zvolil jsem typ ozubení – *čelní*. Počet zubů z_3 a z_4 jsem vložil z předchozího výpočtu. Úhel sklonu zubů β jsem volil v rozmezí $(7 \div 30) [^\circ]$. Zapsal jsem krouticí moment na pastorku $M_{kM} = T_1$. Poměrná šířka ψ_m se volí z rozmezí $(10 \div 25) [-]$. Velikost součinitele nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce $K_{H\beta}$ se zvolila schématem.

Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 - část 4 © M.Němček VŠB-TU Ostrava

Typ ozubení: ☒ Čelní ☐ Kuželové ☐ Hřeben

z_1 : 27
 z_2 : 60
 β : 15 [°]
 T_1 : 1748.5 [N·m]
 ψ_m : 15
 Schéma: 4
 $K_{H\beta}$: 1.118
 K_A : 1.0
 σ_{Flim}^0 : 700 [MPa]
 σ_{Hlim}^0 : 1270 [MPa]
 V_{HV} : 650

Help Vyber Help Vyber Vyber

Isk Moduly Konec

$m_n = 4.254$ [mm]
 $b = 63.8$ [mm]

OHYB

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_1}{\psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}}$$

$f_F = 18$
 $K_F = K_A \cdot K_{H\beta}$
 $\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flim}^0$

$m_{n\ ohyb} = 4.062$ [mm]

DOTYK

$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\psi_{d1} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

$f_H = 770$ ($\beta = 0^\circ$)
 $f_H = 690$ ($\beta > 0^\circ$)
 $K_H = K_A \cdot K_{H\beta}$
 $\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim}^0$
 $\psi_{d1} = \psi_m \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$
 $u = \frac{z_2}{z_1}$
 $m_n = d_1 \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$

$m_{n\ dotyk} = 4.254$ [mm]

<http://www.347.vsb.cz/staff/nemcek/SOFTWARE/CZ/1.htm>

Obr. 22 Obrazovka programu Modul

Podle normy ČSN 01 4608 jsem zvolil normalizovaný modul $m_n = 6$ a šířku kola $b = 80$ mm.

Volba materiálu a Součinitele K_A je stejná jaká u předchozího soukolí dle Obr. 17 a 18.

Výpočet geometrie soukolí

Upravení rozměrů korekcemi na vyrovnání měrných skluzů.

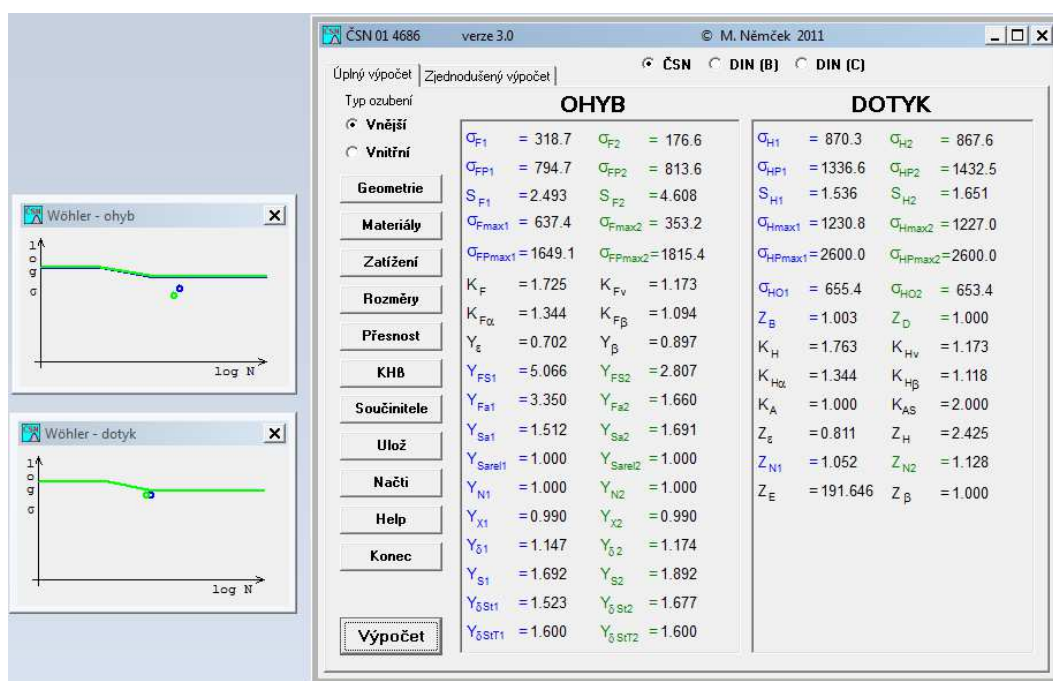
Obr. 23 Výpočet korekcí na vyrovnání měrných skluzů

Obr. 24 Výsledek výpočtu

Zjednodušená pevnostní kontrola ozubení podle ČSN 01 4686 jsem provedl pomocí programu CSNw.

Výsledky pevnostního výpočtu. Ozubení pastorku a kola vyhovuje pevnostní kontrole, když je současně splněno 8 pevnostních podmínek – 1) až 4) únavového namáhání v dotyku a ohybu a 5) až 8) jednorázového (statického) přetížení zubů v dotyku a ohybu:

- 9) $S_{H1} > 1,2 [-]$
- 10) $S_{H2} > 1,2 [-]$
- 11) $S_{F1} > 1,4 [-]$
- 12) $S_{F1} > 1,4 [-]$
- 13) $\sigma_{Hmax1} \leq \sigma_{HPmax1}$
- 14) $\sigma_{Hmax2} \leq \sigma_{HPmax2}$
- 15) $\sigma_{Fmax1} \leq \sigma_{FPmax1}$
- 16) $\sigma_{Fmax2} \leq \sigma_{FPmax2}$



Obr. 25 Výsledky pevnostního výpočtu

Kompletní přehled všech potřebných rozměrů ozubení pro jeho výrobu jsou na následující stránce v Tab. 2.

		<i>Rozměr</i>	<i>PASTOREK</i>		<i>KOLO</i>
Typ ozubení			Vnější		Vnější
Normální boční vůle	j_n	[mm]		0.0000	
Počet zubů	z	[-]	27		60
Počet zubů náhradního kola	z_n	[-]	29.710		66.022
Normální modul	m_n	[mm]		6.000	
Čelní modul	m_t	[mm]		6.212	
Úhel sklonu zubu roztečný	β	[°]		15.00000	
Úhel sklonu zubu základní	β_b	[°]		14.07610	
Úhel záběru čelní	α_t	[°]		20.64690	
Úhel záběru provozní	α_{wt}	[°]		20.64291	
Osová vzdálenost provozní	a	[mm]		270.20000	
Osová vzdálenost roztečná	a_d	[mm]		270.20708	
Osová vzdálenost bezvůlová	a_{jn}	[mm]		270.20000	
Jednotková korekce bezvůlová	x_{jn}	[-]	0.19442	$\Sigma = -0.00118$	-0.19560
Jednotková korekce	x	[-]	0.19442	$\Sigma = -0.00118$	-0.19560
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	1.16651		-1.17359
Jednotková změna výšky hlavy	k^*	[-]		0	
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	155.04775		355.35225
základní kružnice	d_b	[mm]	156.94263		348.76140
kr.začátku evolventy	d_{ff}	[mm]	160.11662		360.36963
kružnice začátku záběru	d_{Hf}	[mm]	160.56832		362.36517
valivé kružnice	d_w	[mm]	167.71034		372.68966
roztečné kružnice	d	[mm]	167.71474		372.69942
kružnice konce záběru	d_{Ha}	[mm]	182.00000		382.30000
kružnice srážecí hrany	d_{Fa}	[mm]	---		---
hlavové kružnice	d_a	[mm]	182.00000		382.30000
Tvarový přesah	c_f	[mm]	0.22585		0.99777
Tloušťka zubu na patní kružnici	s_f	[mm]	---		13.02517
základní kružnici	s_b	[mm]	12.15903		13.61962
začátku evolventy	s_{ff}	[mm]	11.97313		12.07691
valivé kružnici	s_w	[mm]	10.27527		8.57382
roztečné kružnici	s	[mm]	10.27393		8.57048
začátku sražení	s_{Fa}	[mm]	---		---
hlavové kružnici	s_a	[mm]	4.12891		4.89787
Výška paty	h_f	[mm]	6.33349		8.67359
hlavy	h_a	[mm]	7.14263		4.80029
zubu	h	[mm]	13.47612		13.47388
Společná šířka kol	b	[mm]		80.000	
Délka evolventy	ev	[mm]	11.92580		11.67490
Délka funkční evolventy	ev	[mm]	11.69506		10.64107
Měrný skluz na patě		[-]	-1.07676		-1.08217
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.51973		0.51848
Poměr b/d	ψ_d	[-]	0.477		0.215
Poměr b/ m_n	ψ_m	[-]		13.333	
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]		1.59432	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]		1.09846	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]		2.69279	
Délka dotyku 1 páru zubů	L_{pmax}	[mm]		82.47647	
Celková délka dotyku minim.	L_{smin}	[mm]		127.10045	
Celková délka dotyku maxim.	L_{smax}	[mm]		134.49334	
Čelní rozteč	p_t	[mm]		19.51450	
Čelní rozteč základní	p_{tb}	[mm]		18.26110	

Tab. 2 Vypočítané geometrické a záběrové parametry ozubeného soukolí

8.9 Výpočet návrhových průměrů hřídelí

Výpočet minimálního průměru hřídele.

8.9.1 Vstupní hřídel

$$\tau_D = 20 \text{ MPa}$$

$$d_{minVS} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kM}}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1\,748,5 \cdot 10^3}{\pi \cdot 20}} = 76,4 \text{ mm}$$

U vstupní hřídele volím materiál 11 600 a Ø 77 mm.

8.9.2 Výstupní hřídel

$$\tau_D = 25 \text{ MPa}$$

Převod 1-2

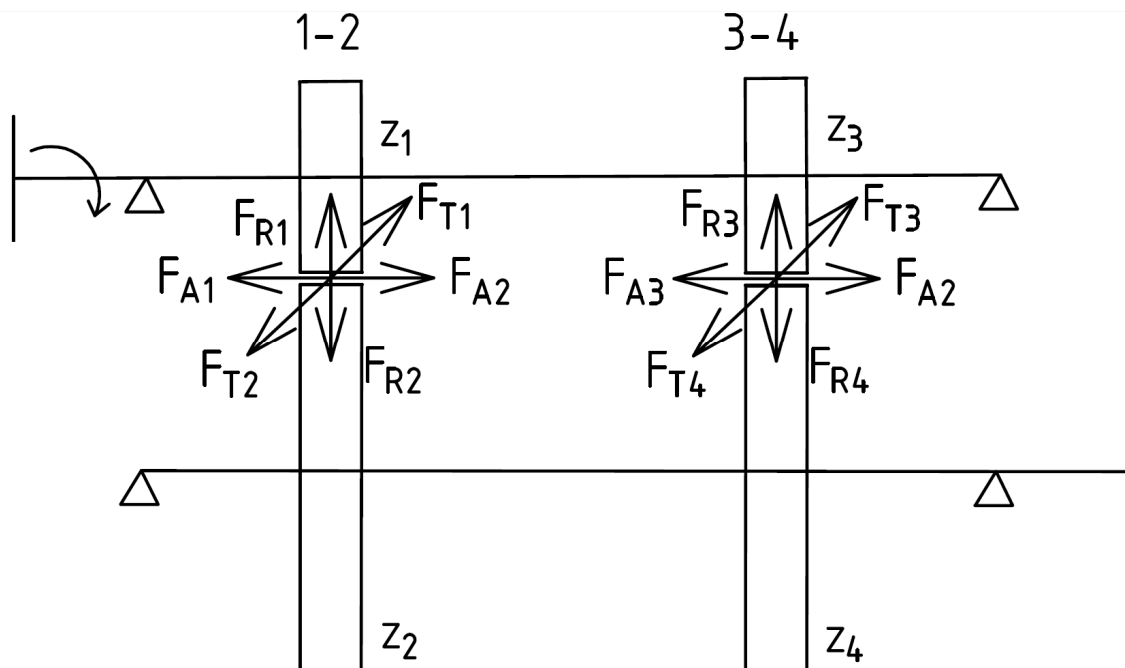
$$d_{min12} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k12}}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2\,741,1 \cdot 10^3}{\pi \cdot 25}} = 84,1 \text{ mm}$$

Převod 3-4

$$d_{min34} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k34}}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3\,547,2 \cdot 10^3}{\pi \cdot 25}} = 89,7 \text{ mm}$$

U výstupní hřídele volím materiál 14 220.4 a Ø 85 a 90 mm.

8.10 Síly v záběru čelního soukolí s šikmými zuby



Obr. 26 Schéma působení sil na ozubených převodech

8.10.1 Převod 1-2

Obvodová síla

$$D = m_t \cdot z_1 = 6,212 \cdot 32 = 198,8 \text{ mm}$$

$$F_{T1} = F_{T2} = \frac{2 \cdot M k_M}{D} = \frac{2 \cdot 1\,748,5 \cdot 10^3}{198,8} = 17\,590,5 \text{ N}$$

Radiální síla

$$F_{R1} = F_{R2} = \frac{F_{T1} \cdot \tan \alpha_n}{\cos \beta_{1,2}} = \frac{17\,590,5 \cdot \tan 20}{\cos 15} = 6\,628,3 \text{ N}$$

Axiální síla

$$F_{A1} = F_{A2} = F_{T1} \cdot \tan \beta_{1,2} = 17\,590,5 \cdot \tan 15 = 4\,713,4 \text{ N}$$

8.10.2 Převod 3-4

Obvodová síla

$$D = m_t \cdot z_3 = 6,212 \cdot 27 = 167,7 \text{ mm}$$

$$F_{T3} = F_{T4} = \frac{2 \cdot M k_M}{D} = \frac{2 \cdot 1\,748,5 \cdot 10^3}{167,7} = 20\,852,7 \text{ N}$$

Radiální síla

$$F_{R3} = F_{R4} = \frac{F_{T3} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_{3,4}} = \frac{20\,852,7 \cdot \operatorname{tg} 20}{\cos 15} = 7\,857,5 \text{ N}$$

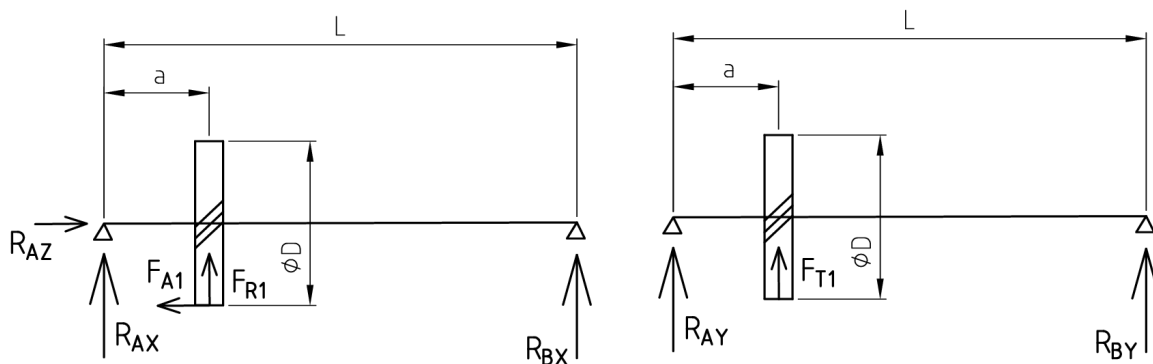
Axiální síla

$$F_{A3} = F_{A4} = F_{T3} \cdot \operatorname{tg} \beta_{3,4} = 20\,852,7 \cdot \operatorname{tg} 15 = 5\,587,5 \text{ N}$$

8.11 Reakce v ložiskách

Výpočty reakčních sil v ložiskách na hřídelích pro jednotlivé převody.

8.11.1 Vstupní hřídel – převod 1-2



Obr. 27 Schéma působení sil

Vstupní hodnoty

$$D_1 = 198,8 \text{ mm}$$

$$L = 363 \text{ mm}$$

$$a = 86,5 \text{ mm}$$

Reakce v ose x

$$-R_{BX} \cdot L - F_{R1} \cdot a + F_{A1} \cdot \frac{D}{2} = 0$$

$$R_{BX} = \frac{F_{A1} \cdot \frac{D_1}{2} - F_{R1} \cdot a}{L} = \frac{4\,713,4 \cdot \frac{198,8}{2} - 6\,628,3 \cdot 86,5}{363} = -288,8 \text{ N}$$

$$R_{AX} \cdot L + F_{R1} \cdot (L - a) + F_{A1} \cdot \frac{D_1}{2} = 0$$

$$R_{AX} = \frac{-F_{A1} \cdot \frac{D_1}{2} - F_{R1} \cdot (L - a)}{L} = \frac{-4\,713,4 \cdot \frac{198,8}{2} - 6\,628,3 \cdot (363 - 86,5)}{363} = -6\,339,5 \text{ N}$$

Reakce v ose y

$$F_{T1} \cdot (L - a) + R_{AY} \cdot L = 0$$

$$R_{AY} = \frac{-F_{T1} \cdot (L - a)}{L} = \frac{-17\,590,5 \cdot (363 - 86,5)}{363} = -13\,398,8 \text{ N}$$

$$-R_{BY} \cdot L - F_{T1} \cdot a = 0$$

$$R_{BY} = \frac{-F_{T1} \cdot a}{L} = \frac{-17\,590,5 \cdot 86,5}{363} = -4\,191,7 \text{ N}$$

Reakce v ose z

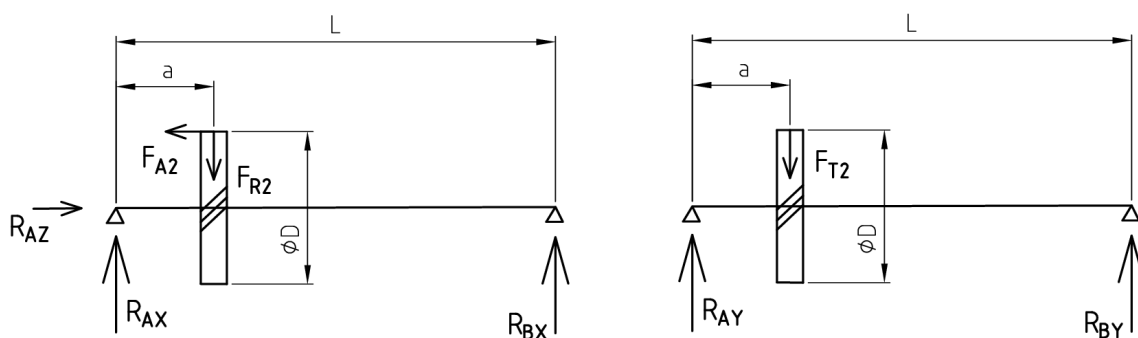
$$R_{AZ} = F_{A1}$$

Výslednice

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{-6\,339,5^2 + (-13\,398,8)^2} = 14\,822,9 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{-288,8^2 + (-4\,191,7)^2} = 4\,201,7 \text{ N}$$

8.11.2 Výstupní hřídel – převod 1-2



Obr. 28 Schéma působení sil

Vstupní hodnoty

$$D_2 = 341,6 \text{ mm}$$

$$L = 368 \text{ mm}$$

$$a = 89 \text{ mm}$$

Reakce v ose x

$$-R_{BX} \cdot L + F_{R2} \cdot a - F_{A2} \cdot \frac{D_2}{2} = 0$$

$$R_{BX} = \frac{-F_{A2} \cdot \frac{D_2}{2} + F_{R2} \cdot a}{L} = \frac{-4\,713,4 \cdot \frac{341,6}{2} + 6\,628,3 \cdot 89}{368} = -584,6 \text{ N}$$

$$R_{AX} \cdot L + F_{R2} \cdot (L - a) - F_{A2} \cdot \frac{D_2}{2} = 0$$

$$R_{AX} = \frac{F_{A2} \cdot \frac{D_2}{2} - F_{R2} \cdot (L - a)}{L} = \frac{4\,713,4 \cdot \frac{341,6}{2} - 6\,628,3 \cdot (368 - 89)}{368} = -2\,837,6 \text{ N}$$

Reakce v ose y

$$-F_{T2} \cdot (L - a) + R_{AY} \cdot L = 0$$

$$R_{AY} = \frac{F_{T2} \cdot (L - a)}{L} = \frac{17\,590,5 \cdot (368 - 89)}{368} = 13\,336,3 \text{ N}$$

$$-R_{BY} \cdot L + F_{T2} \cdot a = 0$$

$$R_{BY} = \frac{F_{T2} \cdot a}{L} = \frac{17\,590,5 \cdot 89}{368} = 4\,254,2 \text{ N}$$

Reakce v ose z

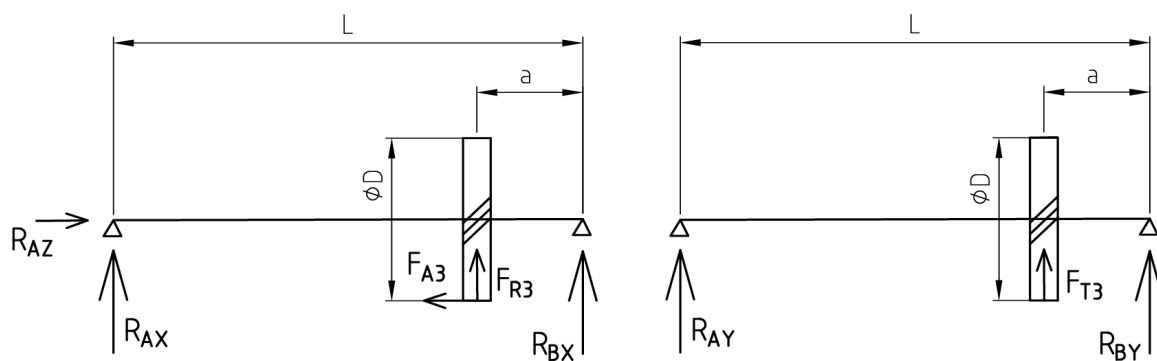
$$R_{AZ} = F_{A2}$$

Výslednice

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{(-2\,837,6)^2 + (13\,336,3)^2} = 13\,635,1 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{(-584,6)^2 + 4\,254,2^2} = 4\,294,2 \text{ N}$$

8.11.3 Vstupní hřídel – převod 3-4



Obr. 29 Schéma působení sil

Vstupní hodnoty

$$D_3 = 167,7 \text{ mm}$$

$$L = 363 \text{ mm}$$

$$a = 86,5 \text{ mm}$$

Reakce v ose x

$$-R_{BX} \cdot L - F_{R3} \cdot (L - a) + F_{A3} \cdot \frac{D_3}{2} = 0$$

$$R_{BX} = \frac{F_{A3} \cdot \frac{D_3}{2} - F_{R3} \cdot (L - a)}{L} = \frac{5\,587,5 \cdot \frac{167,7}{2} - 7\,857,5 \cdot (363 - 86,5)}{363} = -4\,694,5 \text{ N}$$

$$R_{AX} \cdot L + F_{R3} \cdot a + F_{A3} \cdot \frac{D_3}{2} = 0$$

$$R_{AX} = \frac{-F_{A3} \cdot \frac{D_3}{2} - F_{R3} \cdot a}{L} = \frac{-5\,587,5 \cdot \frac{167,7}{2} - 7\,857,5 \cdot 86,5}{363} = -3\,163,1 \text{ N}$$

Reakce v ose y

$$F_{T3} \cdot a + R_{AY} \cdot L = 0$$

$$R_{AY} = \frac{-F_{T3} \cdot a}{L} = \frac{-20\,852,7 \cdot 86,5}{363} = -4\,969,1 \text{ N}$$

$$-R_{BY} \cdot L - F_{T3} \cdot (L - a) = 0$$

$$R_{BY} = \frac{-F_{T1} \cdot (L - a)}{L} = \frac{-20\,852,7 \cdot (363 - 86,5)}{363} = -15\,883,7 \text{ N}$$

Reakce v ose z

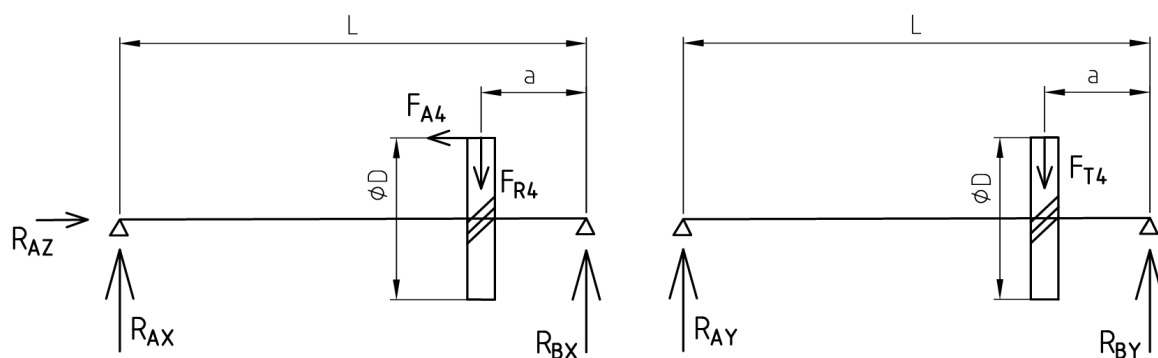
$$R_{AZ} = F_{A3}$$

Výslednice

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{-3\,163,1^2 + (-4\,969,1)^2} = 3\,832,3 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{-4\,694,5^2 + (-15\,883,7)^2} = 15\,173,4 \text{ N}$$

8.11.4 Výstupní hřídel – převod 3-4



Obr. 30 Schéma působení sil

Vstupní hodnoty

$$D_4 = 372,7 \text{ mm}$$

$$L = 368 \text{ mm}$$

$$a = 89 \text{ mm}$$

Reakce v ose x

$$-R_{BX} \cdot L + F_{R4} \cdot (L - a) - F_{A2} \cdot \frac{D_4}{2} = 0$$

$$R_{BX} = \frac{-F_{A2} \cdot \frac{D_4}{2} + F_{R4} \cdot a}{L} = \frac{-5\,587,5 \cdot \frac{372,7}{2} + 7\,857,5 \cdot 89}{368} = -929,2 \text{ N}$$

$$R_{AX} \cdot L - F_{R4} \cdot a - F_{A4} \cdot \frac{D_4}{2} = 0$$

$$R_{AX} = \frac{F_{A2} \cdot \frac{D_4}{2} + F_{R4} \cdot a}{L} = \frac{5\,587,5 \cdot \frac{372,7}{2} + 7\,857,5 \cdot 89}{368} = 4\,729,8 \text{ N}$$

Reakce v ose y

$$-F_{T4} \cdot a + R_{AY} \cdot L = 0$$

$$R_{AY} = \frac{F_{T4} \cdot a}{L} = \frac{20\,852,7 \cdot 89}{368} = 5\,043,2 \text{ N}$$

$$-R_{BY} \cdot L + F_{T2} \cdot (L - a) = 0$$

$$R_{BY} = \frac{F_{T2} \cdot (L - a)}{L} = \frac{20\,852,7 \cdot (368 - 89)}{368} = 15\,809,5 \text{ N}$$

Reakce v ose z

$$R_{AZ} = F_{A4}$$

Výslednice

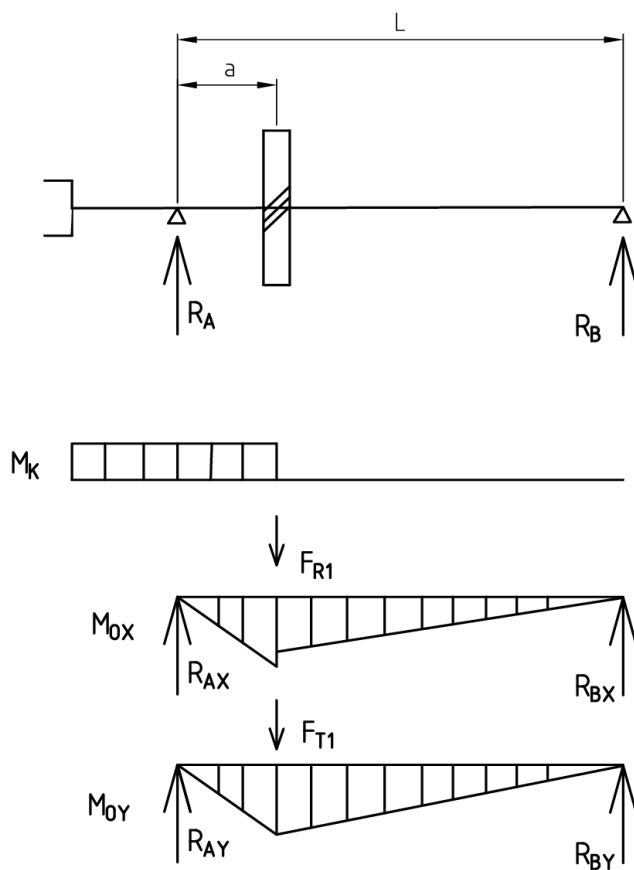
$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{4\,729,8^2 + 5\,043,2^2} = 6\,914,1 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{-929,2^2 + 15\,809,5^2} = 15\,782,2 \text{ N}$$

8.12 Kontrola průměrů hřídelí

Hřídele jsou zatěžovány působícími silami. Jde o síly obvodové, radiální a axiální. Jsou namáhány na krut a ohyb.

8.12.1 Vstupní hřídel – převod 1-2



Obr. 31 Schéma sil a momentů

Ohybový moment

$$M_{0Y} = R_{AY} \cdot a = 13\,398,8 \cdot 86,5 = 1\,158\,996,2 \text{ Nmm}$$

$$M_{0X} = R_{AX} \cdot a = 6\,339,5 \cdot 86,5 = 548\,366,8 \text{ Nmm}$$

$$W_O = \sqrt{M_{0X}^2 + M_{0Y}^2} = \sqrt{1\,158\,996,2^2 + 548\,366,8^2} = 1\,282\,177,2 \text{ N}$$

Průměr d je průměr vstupní hřídele ($D = 110 \text{ mm}$) pod pastorkem převodu 1-2, kde byla odečtena drážka pro pero.

Modul průřezu v ohybu

$$W_O = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 100,1^3}{32} = 98\,469,6 \text{ mm}^3$$

Modul průřezu v krutu

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 100,1^3}{16} = 196\,939,2 \text{ mm}^3$$

Ohybové napětí

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} = \frac{1\,282\,177,2}{98\,469,6} = 13,02 \text{ MPa}$$

Napětí v krutu

$$\tau_K = \frac{M_{KM}}{W_K} = \frac{1\,748,5 \cdot 10^3}{196\,939,2} = 8,9 \text{ MPa}$$

Redukované napětí

$$\sigma_{RED} = \sqrt{(\alpha_\sigma \cdot \sigma_O)^2 + 3 \cdot (\tau_\sigma \cdot \tau_K)^2} = \sqrt{(2 \cdot 13,02)^2 + 3 \cdot (1,7 \cdot 8,9)^2} = 32,9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{DOV} = \frac{Re}{k} \cdot c = \frac{324}{1,7} \cdot 0,6 = 129,6 \text{ MPa}$$

Součinitelé určení dle ST [11].

$Re = 324 \text{ MPa}$ pro materiál 11 600.0

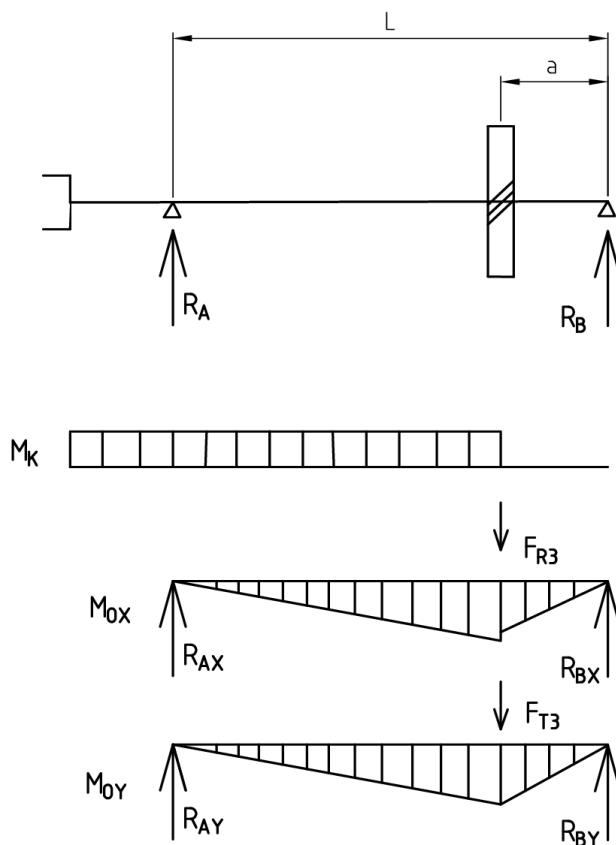
$k = 1,7$

$c = 0,6$

$$\sigma_{RED} < \sigma_{DOV}$$

Průměr hřídele vyhovuje.

8.12.2 Vstupní hřídel – převod 3-4



Obr. 32 Schéma sil a momentů

Ohybový moment

$$M_{OY} = R_{AY} \cdot (L - a) = 4\,969,1 \cdot (363 - 86,5) = 1\,373\,956,2 \text{ Nmm}$$

$$M_{OX} = R_{AX} \cdot (L - a) = 3\,163,1 \cdot (363 - 86,5) = 874\,597,2 \text{ Nmm}$$

$$W_O = \sqrt{M_{OX}^2 + M_{OY}^2} = \sqrt{1\,373\,956,2^2 + 874\,597,2^2} = 1\,628\,703,8 \text{ N}$$

Průměr d je průměr vstupní hřídele ($D = 110 \text{ mm}$) pod pastorkem převodu 3-4, kde byla odečtena drážka pro pero.

Modul průřezu v ohybu

$$W_O = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 100,1^3}{32} = 98\,469,6 \text{ mm}^3$$

Modul průřezu v krutu

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 100,1^3}{16} = 196\,939,2 \text{ mm}^3$$

Ohybové napětí

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} = \frac{1\,373\,956,2}{98\,469,6} = 13,95 \text{ MPa}$$

Napětí v krutu

$$\tau_K = \frac{M_{KM}}{W_K} = \frac{1\,748,5 \cdot 10^3}{196\,939,2} = 8,9 \text{ MPa}$$

Redukované napětí

$$\sigma_{RED} = \sqrt{(\alpha_\sigma \cdot \sigma_O)^2 + 3 \cdot (\tau_\sigma \cdot \tau_K)^2} = \sqrt{(2 \cdot 13,95)^2 + 3 \cdot (1,7 \cdot 8,9)^2} = 38,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{DOV} = \frac{Re}{k} \cdot c = \frac{324}{1,7} \cdot 0,6 = 129,6 \text{ MPa}$$

Součinitelé určení dle ST [11]

Re = 324 MPa pro materiál 11 600.0

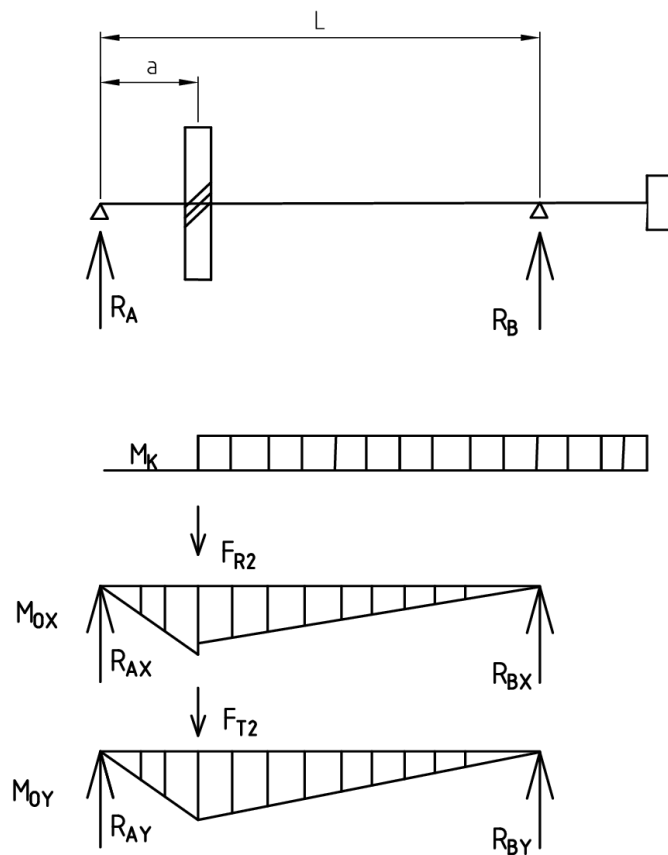
k = 1,7

c = 0,6

$$\sigma_{RED} < \sigma_{DOV}$$

Průměr hřídele vyhovuje.

8.12.3 Výstupní hřídel – převod 1-2



Obr. 33 Schéma sil a momentů

Ohybový moment

$$M_{OY} = R_{AY} \cdot a = 13\,336,3 \cdot 86,5 = 1\,153\,590 \text{ Nmm}$$

$$M_{OX} = R_{AX} \cdot a = 2837,6 \cdot 86,5 = 245\,452,4 \text{ Nmm}$$

$$W_O = \sqrt{M_{OX}^2 + M_{OY}^2} = \sqrt{1\,153\,590^2 + 245\,452,4^2} = 1\,179\,413,7 \text{ N}$$

Průměr d je průměr výstupní hřídele ($D = 120 \text{ mm}$) pod kolem převodu 1-2.

Modul průřezu v ohybu

$$W_O = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 120^3}{32} = 169\,646 \text{ mm}^3$$

Modul průřezu v krutu

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 120^3}{16} = 339\,292 \text{ mm}^3$$

Ohybové napětí

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} = \frac{1\,179\,413,7}{169\,646} = 6,95 \text{ MPa}$$

Napětí v krutu

$$\tau_K = \frac{M_{K12}}{W_K} = \frac{2\,741,1 \cdot 10^3}{339\,292} = 8,1 \text{ MPa}$$

Redukované napětí

$$\sigma_{RED} = \sqrt{(\alpha_\sigma \cdot \sigma_O)^2 + 3 \cdot (\tau_\sigma \cdot \tau_K)^2} = \sqrt{(2 \cdot 6,95)^2 + 3 \cdot (1,7 \cdot 8,1)^2} = 27,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{DOV} = \frac{Re}{k} \cdot c = \frac{530}{1,7} \cdot 0,6 = 187,1 \text{ MPa}$$

Součinitelé určení dle ST [11].

Re = 530 MPa pro materiál 14 240.6

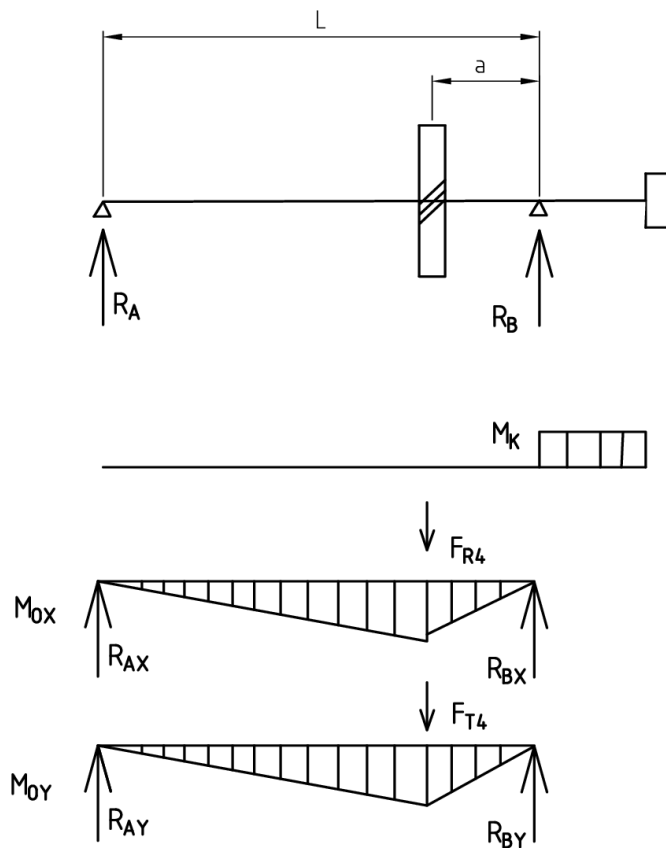
k = 1,7

c = 0,6

$$\sigma_{RED} < \sigma_{DOV}$$

Průměr hřídele vyhovuje.

8.12.4 Výstupní hřídel – převod 3-4



Obr. 34 Schéma sil a momentů

Ohybový moment

$$M_{OY} = R_{AY} \cdot (L - a) = 5\,043,2 \cdot (363 - 86,5) = 1\,407\,625,8 \text{ Nmm}$$

$$M_{OX} = R_{AX} \cdot (L - a) = 4\,729,8 \cdot (363 - 86,5) = 1\,319\,614,2 \text{ Nmm}$$

$$W_O = \sqrt{M_{OX}^2 + M_{OY}^2} = \sqrt{1\,319\,614,2^2 + 1\,407\,625,8^2} = 1\,929\,453,8 \text{ N}$$

Průměr d je průměr výstupní hřídele ($D = 120 \text{ mm}$) pod kolem převodu 3-4.

Modul průřezu v ohybu

$$W_O = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 120^3}{32} = 169\,646 \text{ mm}^3$$

Modul průřezu v krutu

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 120^3}{16} = 339\,292 \text{ mm}^3$$

Ohybové napětí

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} = \frac{1\,929\,453,8}{169\,646} = 11,4 \text{ MPa}$$

Napětí v krutu

$$\tau_K = \frac{M_{K34}}{W_K} = \frac{3\,547,2 \cdot 10^3}{339\,292} = 10,45 \text{ MPa}$$

Redukované napětí

$$\sigma_{RED} = \sqrt{(\alpha_\sigma \cdot \sigma_O)^2 + 3 \cdot (\tau_\sigma \cdot \tau_K)^2} = \sqrt{(2 \cdot 11,4)^2 + 3 \cdot (1,7 \cdot 10,45)^2} = 38,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{DOV} = \frac{Re}{k} \cdot c = \frac{530}{1,7} \cdot 0,6 = 187,1 \text{ MPa}$$

Součinitelé určení dle ST [11].

Re = 530 MPa pro materiál 14 240.6

k = 1,7

c = 0,6

$$\sigma_{RED} < \sigma_{DOV}$$

Průměr hřídele vyhovuje.

8.12.5 Vstupní hřídel – konec hřídele

Koncový průměr hřídele ($D = 90 \text{ mm}$), kde se připojuje vstupní zařízení. U průměru je odečtena drážka pro pero.

Modul průřezu v krutu

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 81,3^3}{16} = 105\,511,9 \text{ mm}^3$$

Napětí v krutu

$$\tau_K = \frac{M_{KM}}{W_K} = \frac{1\,748,5 \cdot 10^3}{105\,511,9} = 16,6 \text{ MPa}$$

$$\tau_D = 70 \text{ MPa}$$

$$\tau_K < \tau_D$$

Průměr hřídele vyhovuje.

8.12.6 Výstupní hřídel – konec hřídele

Koncový průměr hřídele ($D = 100 \text{ mm}$), kde se připojuje výstupní zařízení. U průměru je odečtena drážka pro pero.

Modul průřezu v krutu

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 90,1^3}{16} = 143\,616,5 \text{ mm}^3$$

Napětí v krutu

$$\tau_K = \frac{M_{K34}}{W_K} = \frac{3\,547,2 \cdot 10^3}{143\,615,5} = 24,7 \text{ MPa}$$

$$\tau_D = 70 \text{ MPa}$$

$$\tau_K < \tau_D$$

Průměr hřídele vyhovuje.

8.13 Hřídelová pera

Pera jsou použita pro připojení zařízení na vstupní hřídeli, pro připojení zařízení na výstupní hřídeli a pro přenos krouticího momentu mezi vstupní hřídelí a pastorkem ozubených kol.

Materiál hřídelového pera je 11 600, kde $p_D = 130$ [MPa].

8.13.1 Výpočet délky pera na vstupní hřídeli v místě připojení

$$l' = \frac{2 \cdot M_{k_M}}{d_{VS} \cdot p_D \cdot t_1} = \frac{2 \cdot 1\,748,5 \cdot 10^3}{90 \cdot 130 \cdot 5,5} = 54,4 \text{ mm}$$

$$l = l' + 2 \cdot R = l' + b = 54,4 + 25 = 79,4 \text{ mm}$$

Dle normy volím PERO 25e7 x 14 x 80 ČSN 02 2562.

8.13.2 Výpočet délky pera na výstupní hřídeli v místě připojení

$$l' = \frac{2 \cdot M_{k_{34}}}{d_{VYS} \cdot p_D \cdot t_1} = \frac{2 \cdot 3\,574,2 \cdot 10^3}{100 \cdot 130 \cdot 6,1} = 90,1 \text{ mm}$$

$$l = l' + 2 \cdot R = l' + b = 95,1 + 28 = 118,1 \text{ mm}$$

Dle normy volím PERO 28e7 x 16 x 125 ČSN 02 2562.

8.13.3 Výpočet délky pera na vstupní hřídeli pod ozubenými koly

$$l' = \frac{2 \cdot M_{k_1}}{d_{oz} \cdot p_D \cdot t_1} = \frac{2 \cdot 1\,748,5 \cdot 10^3}{110 \cdot 130 \cdot 6,1} = 40,1 \text{ mm}$$

$$l = l' + 2 \cdot R = l' + b = 40,1 + 28 = 68,1 \text{ mm}$$

Dle normy volím PERO 28e7 x 16 x 70 ČSN 02 2562.

8.14 Ložiska

Stanovení ložisek na vstupní a výstupní hřídeli. Výpočet jejich životnosti v hodinách.

8.14.1 Vstupní hřídel

Zvoleno soudečkové ložisko SKF 22 222 E.

Hodnoty z katalogu SKF:

$$C = 560 \text{ kN}$$

$$e = 0,25$$

$$Y_2 = 4$$

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{5\,587,5}{15\,173,4} = 0,36 > e$$

$$P = 0,67 \cdot F_R + Y_2 \cdot F_A = 0,67 \cdot 15\,173,4 + 4 \cdot 5\,587,5 = 32\,516,2 \text{ N}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 \cdot 710} \cdot \left(\frac{560\,000}{32\,516,2}\right)^{\frac{10}{3}} = 309\,660 \text{ hod.}$$

Ložisko splňuje dohodnutou provozní dobu 10 000 hod.

8.14.2 Výstupní hřídel

Zvoleno soudečkové ložisko SKF 22 224 E.

Hodnoty z katalogu SKF:

$$C = 630 \text{ kN}$$

$$e = 0,26$$

$$Y_2 = 3,9$$

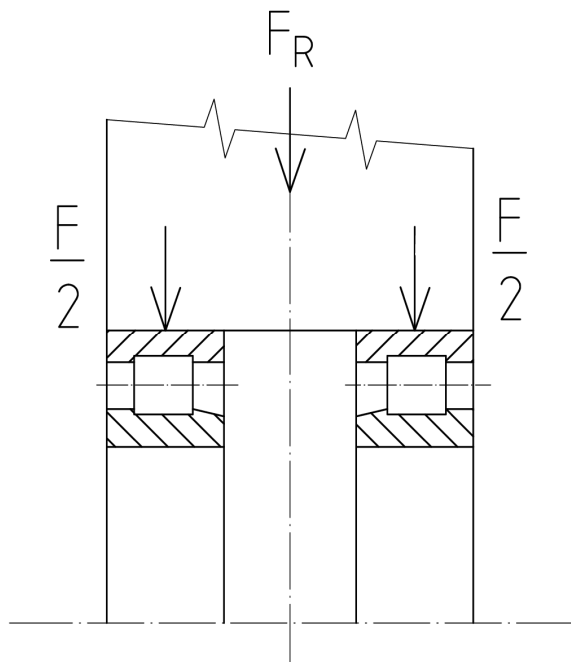
$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{5\,587,5}{15\,782,2} = 0,35 > e$$

$$P = 0,67 \cdot F_R + Y_2 \cdot F_A = 0,67 \cdot 15\,782,2 + 3,9 \cdot 5\,587,5 = 32\,365,3 \text{ N}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 \cdot 322,7} \cdot \left(\frac{630\,000}{32\,365,3}\right)^{\frac{10}{3}} = 1\,024\,675 \text{ hod.}$$

Ložisko splňuje dohodnutou provozní dobu 10 000 hod.

8.14.3 Výstupní hřídel – ložiska pod ozubenými koly



Obr. 35 Schéma působení sil

Pod ozubenými koly na výstupní hřídeli jsou umístěna ložiska. Pro lepší stabilitu jsem zvolil dvojici válečkových ložisek ve stejné osové vzdálenosti od působení zatěžující radiální síly

Zvolena válečková ložiska SKF NJ 224 ECP.

Hodnoty z katalogu SKF:

$C = 390 \text{ kN}$

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{5\,587,5}{3\,928,75} = 1,42 > e$$

$$P = V \cdot X \cdot F_R + Y \cdot F_A = 1,5 \cdot 0,92 \cdot 3\,928,75 + 0,6 \cdot 5\,587,5 = 8\,774,2 \text{ N}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 \cdot 322,7} \cdot \left(\frac{390\,000}{8\,774,2}\right)^{\frac{10}{3}} = 16\,065\,961,1 \text{ hod.}$$

Součinitel V pro otáčení vnějšího kroužku. Volí se mezi $1,3 - 2,0 \cdot F_R$.

Ložisko splňuje dohodnutou provozní dobu $10\,000 \text{ hod.}$

8.15 Evolventní drážkování

U zubové spojky jsem zvolil pro přenos krouticího momentu evolventní drážkování, protože tím získám pevné a posuvné spojení.

8.15.1 Hřidel – řadicí kroužek

Drážkování $d \times z \times m = 150 \times 28 \times 5$

Kontrolní výpočet na tlak boku zubu

$$\text{Střední průměr spoje} \quad d_s = \frac{d_a + D_a}{2} = \frac{148,9 + 140}{2} = 144,45 \text{ mm}$$

$$\text{Společná výška stykové plochy} \quad h = \frac{d_a - D_a}{2} = \frac{148,9 - 140}{2} = 4,45 \text{ mm}$$

Tlak mezi drážkami

$$p = \frac{2 \cdot Mk_{34}}{d_s \cdot z \cdot \varphi \cdot h \cdot b} = \frac{2 \cdot 3\,547,2 \cdot 10^3}{144,45 \cdot 28 \cdot 0,5 \cdot 4,45 \cdot 45} = 17,5 \text{ MPa}$$

φ = relativní funkční počet drážek (počítám se záběrem polovičního počtu drážek)

b = společná šířka stykové plochy

Zvolen materiál 11 600.1, kde $p_D = 130$ [MPa].

Drážkování vyhovuje.

8.15.2 Řadicí kroužek – ozubené kolo

Drážkování d x z x m = 260 x 50 x 5

Kontrolní výpočet na tlak boku zubu

Střední průměr spoje $d_s = \frac{d_a + D_a}{2} = \frac{258,9 + 250}{2} = 254,45 \text{ mm}$

Společná výška stykové plochy $h = \frac{d_a - D_a}{2} = \frac{258,9 - 250}{2} = 4,45 \text{ mm}$

Tlak mezi drážkami

$$p = \frac{2 \cdot Mk_{34}}{d_s \cdot z \cdot \varphi \cdot h \cdot b} = \frac{2 \cdot 3\,547,2 \cdot 10^3}{254,45 \cdot 50 \cdot 0,5 \cdot 4,45 \cdot 20} = 12,5 \text{ MPa}$$

φ = relativní funkční počet drážek (počítám se záběrem polovičního počtu drážek)

b = společná šířka stykové plochy

Zvolen materiál 11 600.1, kde $p_D = 130$ [MPa].

Drážkování vyhovuje.

9 Závěr

Cílem této diplomové práce bylo:

- navrhnout ozubené soukolí, způsob ručního řazení a převodovou skříň
- provést výpočty vybraných součástí a prvků
- zpracovat výkresovou dokumentaci v rozsahu výkresu sestavení a dílenských výkresů vybraných dílů

Ozubené soukolí bylo navrženo využitím speciálního univerzitního softwaru. Způsob ručního řazení převodů jsem navrhnul co nejjednodušší na ovládání. Převodová skříň je dvoudílná, aby mohlo dojít k jejímu otevření a mít možnost provést opravy na převodech a dalších součástkách uvnitř převodovky.

Byly provedeny potřebné návrhové a kontrolní výpočty důležitých součástí tak, aby vydržely přenášená zatížení.

K diplomové práci je přiložena výkresová dokumentace v požadovaných výkresech.

10 Použité obrázky

Obr. 1 Schéma zapojení převodovky.....	9
Obr. 2 Model jednostupňové převodovky [12].....	10
Obr. 3 Kuželočelní převodovka [13].....	10
Obr. 4 Rozdělení soukolí na vnitřní, vnější a ozub. hřeben [14].....	12
Obr. 5 Čelní soukolí s šikmými zuby.....	13
Obr. 6 Geometrie bočních ploch [14].....	13
Obr. 7 Frézování šikmých zubů [15].....	14
Obr. 8 Soudečkové ložisko [16].....	15
Obr. 9 Válečkové ložisko [17].....	15
Obr. 10 Řazení v poloze „neutrál“.....	16
Obr. 11 Zařazen převod 1-2 nebo 3-4.....	16
Obr. 12 Objímka ovládající spojku.....	17
Obr. 13 Řadicí páka a vymezení pohybu.....	17
Obr. 14 Převodová skříň.....	18
Obr. 15 Schéma převodovky.....	20
Obr. 16 Obrazovka programu Modul.....	23
Obr. 17 Volba materiálu.....	
Obr. 18 Volba součinitele K_A	23
Obr. 19 Výpočet korekcí na vyrovnání měrných skluzů.....	24
Obr. 20 Výsledek výpočtu.....	24
Obr. 21 Výsledky pevnostního výpočtu.....	25
Obr. 22 Obrazovka programu Modul.....	27
Obr. 23 Výpočet korekcí na vyrovnání měrných skluzů.....	28
Obr. 24 Výsledek výpočtu.....	28
Obr. 25 Výsledky pevnostního výpočtu.....	29
Obr. 26 Schéma působení sil na ozubených převodech.....	32
Obr. 27 Schéma působení sil.....	34
Obr. 28 Schéma působení sil.....	35
Obr. 29 Schéma působení sil.....	37
Obr. 30 Schéma působení sil.....	38
Obr. 31 Schéma sil a momentů.....	40
Obr. 32 Schéma sil a momentů.....	42
Obr. 33 Schéma sil a momentů.....	44
Obr. 34 Schéma sil a momentů.....	46
Obr. 35 Schéma působení sil.....	51

11 Použitá literatura

- [1] BOLEK, A., KOCHMAN, J. a kol. *Části strojů I*. Praha: SNTL, 1989. ISBN 80-03-0046-7.
- [2] BOLEK A., KOCHMAN J. a kol.: *Části strojů II*, SNTL Praha, Praha 1990, ISBN 80-03-00426-8.
- [3] MORAVEC, V., HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 72 s. ISBN 978-80-248-0878-9.
- [4] POLÁK, J., BAILOTTI, K., PAVLISKA, J., HRABOVSKÝ, L. *Dopravní a manipulační zařízení II*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2005. 106 s. ISBN 80-248-0493-X.
- [5] SHIGLEY, J., E., MISCHKE CH., R., BUDYNAS R., G. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUM, 2010. 1186 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [6] NĚMČEK M.: *Program Modul – Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 část 4, 5/2007*
- [7] NĚMČEK M.: *Program CSNw – ČSN 01 4686, verze 1.2, 10/2008*
- [8] NĚMČEK M.: *Program Geometrie – Kontrola geometrie ozubených kol, verze 3, 2008*
- [9] NĚMČEK M.: *Program Profil – Sledování záběru, 10/2008*
- [10] *Konstruování převodů – čelní soukolí s šikmými zuby* [online]. Dostupné z: http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/6C2/prednasky/prednaska5_6c2.pdf
- [11] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. Druhé doplněné vydání. Úvaly: Albra, 2005. ISBN 80-7361-011-6.
- [12] *Jednostupňová převodovka* [online]. [cit. 2012-05-18]. Dostupné z: <http://autodesk.c-agency.cz/data/imgs/02326l.jpg>
- [13] *Převodovka* [online]. [cit. 2012-05-18]. Dostupné z: <http://autodesk.c-agency.cz/data/imgs/00871l.jpg>

- [14] DOČKAL, Lubormír. *Čelní válcová soukolí se šikmými zuby*. Vsetín, 2013.
Dostupné také z:
http://www.spssvsetin.cz/index_htm_files/dumy/14/VY_32_INOVACE_14_11.pdf.
Pracovní list.
- [15] *Výroba ozubených kol odvalováním*. M.L. Gear Designs [online]. [cit. 2015-05-25].
Dostupné z: <http://mlgeardesigns.blog.cz/1310/vyroba-ozubenych-kol-odvalovanim>
- [16] *Soudečková ložiska* [online]. [cit. 2012-05-18]. Dostupné z:
<http://webmium.blob.core.windows.net/users/103484/assets/311054ca28d412c666ca4b2ad096bae1/soudeckovaloziska1.jpg>
- [17] *Válečkové ložisko* [online]. [cit. 2012-05-18]. Dostupné z:
http://zbozi.arkov.cz/pictures/wm/9634/9634_NJ_valeckove_jednorade.jpg

12 Přílohy

[A]	výkres sestavení	DP-000
[B]	výkres skříně – spodní část	DP-001
[C]	výkres skříně – horní část	DP-002